

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-250597

(43)Date of publication of application : 22.09.1997

(51)Int.Cl.

F16F 15/26
F02B 77/00

(21)Application number : 08-063032

(71)Applicant : YAMAHA MOTOR CO LTD

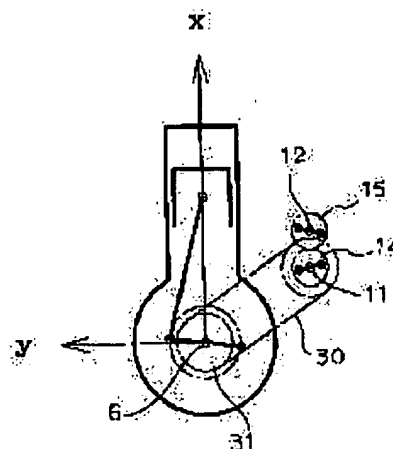
(22)Date of filing : 19.03.1996

(72)Inventor : KAGEYAMA HIDETOSHI

(54) BALANCER DEVICE FOR FOUR-CYLINDER ENGINE**(57)Abstract:**

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide the balancer device for a deformed in-line type four-cylinder engine, which can be manufacture without changing a former production equipment to a great extent, and causes the whole of primary and secondary inertia force, and exciting moment to be zero.

SOLUTION: In the balancer device for a four-cylinder engine where two balancing shafts 11 and 12 for constant velocity in isotropic direction and constant velocity in reverse direction, are provided in parallel with a crank shaft with respect to the crankshaft 6 whose arrangement of each crank pin is 0° for a first cylinder, 90° for a second cylinder, 270° for a third cylinder and 180° for a fourth cylinder respectively, mass for a crank rotating portion in the equivalent mass system of a piston-crank mechanism, shall be less than one half of mass for a reciprocating portion.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination] 17.09.2002

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 27.12.2004

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-250597

(43) 公開日 平成9年(1997)9月22日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	片内整理番号	P I	技術表示箇所
F 1 6 F 15/26		8919-3 J	F 1 6 F 15/26	M
F 0 2 B 77/00			F 0 2 B 77/00	L

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平9-63032

(22) 出願日 平成8年(1996)3月19日

(71) 出願人 000010076

ヤマハ発動機株式会社

静岡県磐田市新貝2500番地

(72) 発明者 影山 秀年

静岡県磐田市新貝2500番地 ヤマハ発動機株式会社内

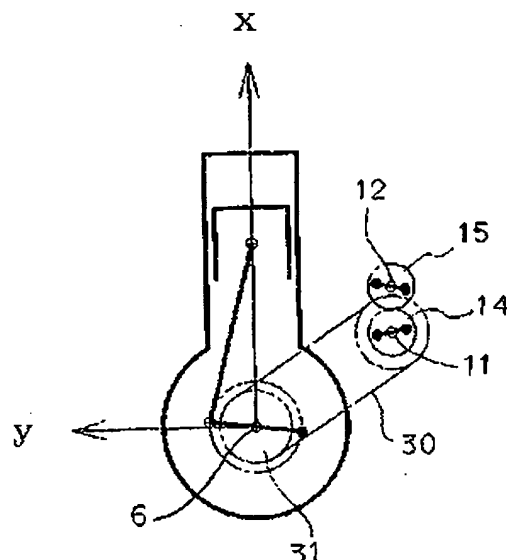
(74) 代理人 弁理士 荒井 潤

(54) 【発明の名称】 4気筒エンジンのバランス装置

(57) 【要約】

【課題】 従来の生産設備を大きく変更しないで生産可能であって、1次および2次の慣性力と、1次慣性力による起振モーメントの全てが0となる変形列型4気筒エンジンのバランス装置を提供する。

【解決手段】 クランクピン配列が第1気筒0°、第2気筒90°、第3気筒270°、第4気筒180°のクランク軸6に対し、等速等方向と等速逆方向の2本のバランス軸11、12を前記クランク軸と平行に設けた4気筒エンジンのバランス装置において、ピストン・クランク機構の等価質量系のクランク回転部分質量を往復部分質量の2分の1未満とした。



(2)

特開平9-250597

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 クランクピン配列が第1気筒0°、第2気筒90°、第3気筒270°、第4気筒180°のクランク軸を有する4気筒エンジンのバランス装置において、ピストン・クランク機構の等価質量系のクランク回転部分質量を往復部分質量の2分の1未満とし、等速等方向と等速逆方向の2本のバランス軸を前記クランク軸と平行に設けたことを特徴とする4気筒エンジンのバランス装置。

【請求項2】 前記クランク回転部分質量を0としたことを特徴とする請求項1に記載の4気筒エンジンのバランス装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は変形列型4気筒エンジンのバランス装置に関し、1次および2次の慣性力および慣性偶力と1次慣性力によるクランク軸回りのローリング起振モーメントを完全に0にするバランス装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来広く採用されている4気筒4サイクルエンジンのクランクピン配列は、第1気筒および第4気筒が0°で第2気筒および第3気筒が180°であり、4気筒が全て1平面内に収まるため1プレーンクランク配列と呼ばれる。このような1プレーンクランク4気筒エンジンでは、1次の慣性力および慣性偶力は0であるが、2次の慣性力および1次慣性力によるクランク軸回りの2次ローリング起振モーメントが残る。

【0003】 この2次の慣性力を消去しようとするれば、クランク軸に対し、2倍速等方向と2倍速逆方向の2本のバランス軸をシリンダ両側の対称な位置に設ける必要がある。

【0004】 さらに2次ローリングモーメントを消去しようとするれば、バランス軸をシリンダ方向で一定量オフセットする必要がある。

【0005】 このようなバランス軸は、一定の幾何学的条件を満たす必要があり、設計の自由度が大幅に制限される。

【0006】 また、バランス軸がクランク軸の2倍速で回るため高回転エンジンではバランス軸受けの耐久性や機械騒音上の種々の問題を伴う。

【0007】 一方、前述の1プレーンクランクピン配列と異なり、クランクピンが、第1気筒0°、第2気筒90°、第3気筒270°、第4気筒180°として、第1、第4気筒の平面と第2、第3気筒の平面が直交2平面を構成するようにした2プレーンクランク配列構造が提案されている。このような2プレーンクランクピン構造のエンジンは、1プレーンクランクピン配列に比べ、気筒同士による往復運動部分質量の打消作用が小さいため、振動防止技術の点で難しさがあるが、逆に自動二輪

2

車等においては、振動の振幅、S/N比および周波数の点でエンジンの燃焼圧を身体で感じ、加速フィーリングが向上し運転感覚が非常に良好となるため、このような2プレーンクランクエンジン構造における振動抑制技術の実用化が望まれている。

【0008】 前述の1プレーンクランクピン構造の各種問題点を解決するため、エンジンを2プレーンクランクピン構造として、等速逆回転の1本のバランス軸をクランク軸と平行に設け、バランス軸上に第1、第2気筒用と第3、第4気筒用の2個のバランスウェイトを設けて、エンジンの振動を軽減することが提案されている（特開昭57-69173号公報）。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、このような公報記載の4気筒エンジンは、基本的に各気筒の回転部分質量（クランクピン位置換算値でありピンの逆方向を向いているとする）が各気筒の往復部分質量の2分の1である必要がある。しかし、このような質量に対応する回転部分を従来広く採用されている1プレーンクランクピン配列の4気筒エンジンと同一部材で同一の空間内に設置することは困難であり、仮に同一空間内に設置するとすれば、カウンターウェイトのヘビーメタル化やコンロッドのチタン化が必要となり、技術的な構成や組立ておよび価格の点で不利であり生産性が悪くなる。

【0010】 また、高回転速度エンジンにおいては、ネジリ固有振動数低下による耐久性の点で問題となる。

【0011】 一方、本発明者等は前述のクランク配列と異なる配列で1次モーメントを最小にし、2次モーメントが最大になるような形態の2プレーンクランク（第1気筒0°、第2気筒180°、第3気筒270°、第4気筒90°）を用いて加速および振動フィーリングの改善を図ったが、1次および2次モーメントにより振動の抑制が困難であった。そこで本発明者等はクランク形態を変えて2次モーメントが0で1次モーメントが最大の2プレーンクランクを採用し、その1次モーメントをバランスで完全に消すことを図った。

【0012】 本発明は上記の点に鑑みなされたものであり、従来の生産設備を大きく変更しないで生産可能であって、1次および2次の慣性力および慣性偶力と、1次慣性力によるクランク軸回りのローリング起振モーメントの全てが0となる変形列型4気筒エンジンのバランス装置の提供を目的とする。

【0013】

【課題を解決するための手段】 前記目的を達成するため、本発明では、クランクピン配列が第1気筒0°、第2気筒90°、第3気筒270°、第4気筒180°のクランク軸に対し、等速等方向と等速逆方向の2本のバランス軸を前記クランク軸と平行に設けた4気筒エンジンのバランス装置において、ピストン・クランク機構の等価質量系のクランク回転部分質量を往復部分質量の2

(3)

特開平9-250597

3

4

分の1未満としたことを特徴とする4気筒エンジンのバランス装置を提供する。

【0014】このようなバランス装置において、クランクの回転部分質量が0、あるいは各気筒の往復部分質量の2分の1より小とすれば、クランク軸回りの1次ピッチング起振モーメントを、クランク軸に対し、等速等方向と等速逆方向の2本のバランス軸が発生する1次ピッチング起振モーメントと1次ヨーイング起振モーメントにより相殺し打消すことができる。

【0015】

【実施例】以下図1、図2および図3を用いて本発明のバランス装置についてさらに説明する。なお以下の説明において、座標系は2軸が紙面手前を向いた右手座標系を用いている。また、クランクの回転方向は、紙面手前側からみて反時計方向とする。

【0016】図1は本発明が適用される4気筒エンジンの1気筒を示す構成説明図であり、図2は4気筒のクランク配列の説明図である。クランク軸6に結合されたクランク20はクランクピン23を介してコンロッド21に連結され、さらにピストンピン24を介してピストン22に連結される。各気筒の往復部分質量の質点はピストンピン24の位置であり、回転部分質量の質点はクランクピン23の位置である。図2に示すように、このエンジンは、4気筒の各気筒のクランクピン配置が、第1気筒のクランク20aは0°、第2気筒のクランク20bは90°、第3気筒のクランク20cは270°、第4気筒のクランク20dは180°の2プレーンクランクピン配列構造である。

【0017】このようなクランク構造のエンジンの往復部分質量が発生する起振モーメントについては以下のよう

【0018】シリンダピッチを1、往復部分質量をm、*

$$My1 = -A / 2\sqrt{10} m r \omega^2 l \cos(\theta + 18.4^\circ) \quad \text{---- (3)}$$

【0024】ここで、クランク軸に対し、等速等方向のバランス軸により以下の数式(4)のモーメントを発生させ、同じく等速逆方向のバランス軸により数式(5)*

$$My1b1 = -B / 2\sqrt{10} m r \omega^2 l \cos(\theta + 18.4^\circ) \quad \text{---- (4)}$$

【0026】

★40★【数5】

$$My1b2 = -1 / 2\sqrt{10} m r \omega^2 l \cos(-\theta - 18.4^\circ) \quad \text{---- (5)}$$

【0027】これにより、
 $My1 + Myc1 + My1b1 + My1b2 = 0$
 となり、1次ピッチングモーメントは消去される。

【0028】なお、クランク軸とバランス軸によるx方☆

$$Mx1c1 = -A / 2\sqrt{10} m r \omega^2 l \sin(\theta + 18.4^\circ) \quad \text{---- (6-1)}$$

$$Mx1b1 = -B / 2\sqrt{10} m r \omega^2 l \sin(\theta + 18.4^\circ) \quad \text{---- (6-2)}$$

$$Mx1b2 = -1 / 2\sqrt{10} m r \omega^2 l \sin(-\theta - 18.4^\circ) \quad \text{---- (6-3)}$$

【0030】これにより、

$$Mx1c1 + Mx1b1 + Mx1b2 = 0$$

*角速度を ω 、クランク半径を r とすると、1次ピッチングモーメント $My1$ は以下の数式(1)で表わされる。

【0019】

【数1】

$$\begin{aligned} My1 &= -m r \omega^2 l \cos(\theta + 90^\circ) - 2m r \omega^2 l \cos(\theta + 270^\circ) - 3m r \omega^2 l \cos(\theta + 180^\circ) \\ &= -m r \omega^2 l \cos(\theta + 90^\circ) - 3m r \omega^2 l \cos\theta \\ &= m r \omega^2 l \sin\theta - 3m r \omega^2 l \cos\theta \\ &= \sqrt{10} m r \omega^2 l \cos(\theta + 18.4^\circ) \quad \text{---- (1)} \end{aligned}$$

10

【0020】また、2次ピッチングモーメント $My2$ は2次の項が以下の数式(2)のように0となるから $My2 = 0$ である。

【0021】

【数2】

$$\begin{aligned} &1 \sin(2\theta + 2 \times 90^\circ) + 2 \sin(2\theta + 2 \times 270^\circ) \\ &+ 3 \sin(2\theta + 2 \times 180^\circ) = 0 \quad \text{---- (2)} \end{aligned}$$

【0022】クランク軸の回転部分質量(クランクピン位置換算値でありピンの逆方向を向いているとする)

を、各気筒の往復部分質量の2分の1より小、 $A < 1$ 、 $A + B = 1$ とすると、以下の数式(3)のモーメントが発生する。ここで、 A 、 B はクランク軸の回転部分質量と等速等方向バランスとの分担割合を表わす比であり、例えばクランク軸の回転部分質量が各気筒の往復部分質量の1/2の場合、 $A = 1$ 、 $B = 0$ であり等速等方向バランスを持たない構造となる。これは特開昭57-69173号の構造に相当する。また、本願の請求項2の場合は、 $A = 0$ 、 $B = 1$ となる。なお、 A はマイナスの値でもよい。

【0023】

【数3】

*のモーメントを発生させる。

【0025】

【数4】

☆向の起振モーメントはそれぞれ以下の(数6)で示す数式(6-1)(6-2)(6-3)となる。

【0029】

【数6】

(4)

特開平9-250597

5

6

となり、互いに打ち消し合う。

【0031】次に、1次慣性力によるクランク軸まわりの2次ローリング起振モーメントについて説明する。

【0032】従来広く採用されている4気筒エンジンのクランクピン配置（1ブレンクランクピン配列）である第1気筒、第4気筒0°、第2気筒、第3気筒180°において、1次慣性力による起振モーメントMz1は、以下の数式（7）のように表わされ、クランク軸まわりの2次ローリング起振モーメントとなって残る。

【0033】

【数7】

$$\begin{aligned} Mz1 &= -1/2mr^2\omega^2\sin(2\theta) \\ &\quad -1/2mr^2\omega^2\sin(2\theta+180^\circ) \\ &\quad -1/2mr^2\omega^2\sin(2\theta+180^\circ) \\ &\quad -1/2mr^2\omega^2\sin(2\theta) \\ &= -2mr^2\omega^2\sin(2\theta) \end{aligned} \quad \text{----(7)}$$

【0034】これに対し、本発明のエンジンでは、クランクピン配列が第1気筒0°、第2気筒90°、第3気筒270°、第4気筒180°の2ブレンクランクピン配列であり、1次慣性力による起振モーメントMz1は、以下の数式（8）で示すように、Mz1=0となり、各気筒で互いに打ち消し合う。

【0035】

【数8】

$$\begin{aligned} Mz1 &= -1/2mr^2\omega^2\sin(2\theta) \\ &\quad -1/2mr^2\omega^2\sin(2\theta+90^\circ) \\ &\quad -1/2mr^2\omega^2\sin(2\theta+270^\circ) \\ &\quad -1/2mr^2\omega^2\sin(2\theta+180^\circ) \\ &= 0 \end{aligned} \quad \text{----(8)} \quad 30$$

*

$$My1b1 = -1/2\sqrt{10}mr\omega^2l\cos(\theta+18.4^\circ) \quad \text{----(9)}$$

【0040】

※ ※ 【数10】

$$My1b2 = -1/2\sqrt{10}mr\omega^2l\cos(-\theta-18.4^\circ) \quad \text{----(10)}$$

【0041】これにより、Myc1=0であるから、前記実施例の場合と同様に、My1+Myc1+My1b1+My1b2=My1+My1b1+My1b2=0となり、1次ピッチングモーメントは消去される。

★ 【0042】 バランス軸によるx方向の起振モーメントは以下の数式（11-1）（11-2）となる。

【0043】

★ 【数11】

$$Mx1b1 = -1/2\sqrt{10}mr\omega^2l\sin(\theta+18.4^\circ) \quad \text{----(11-1)}$$

$$Mx1b2 = -1/2\sqrt{10}mr\omega^2l\sin(-\theta-18.4^\circ) \quad \text{----(11-2)}$$

【0044】したがって、Mx1b1+Mx1b2=0となって、互いに打ち消し合う。

【0045】1次慣性力によるクランク軸まわりの2次ローリング起振モーメントについては前記実施例と同様に、Mz1=0となって各気筒で互いに打ち消し合う。

【0046】図4は本発明が適用される自動二輪車の左側面図である。前輪1はヘッドパイプ2に連結されたフロントフォーク3で支持され、ヘッドパイプ2に接続されたメインフレーム前部の燃料タンク4の下側に4気筒

* 【0036】なお、上記説明においては、コンロッド質量を一般的な往復部分質量と回転部分質量に分ける方法で計算したため、クランク軸まわりのモーメント計算においてはコンロッド重心まわりの慣性モーメントを用いた値とは修正トルクと呼ばれる誤差がある。しかしながらこの誤差は比較的小さいため無視した。

【0037】図3は、上記本発明の実施例に係るバランス装置の基本構成図である。クランク軸6にギヤホイール31を固定し、このギヤホイール31に係合するチェーン30を介して第1バランス軸11をクランク軸6に対し等速等方向に回転させる。また一対のギヤ14、15を介して第2バランス軸12を第1バランス軸11に対し等速逆方向に回転させる。これにより2本のバランス軸が1本はクランク軸に対し等速等方向に、他の1本は等速逆方向に回転する。このとき回転部分質量は往復部分質量の2分の1より小さくなるように構成する。

【0038】次に本発明の別の実施例について説明する。この実施例は、2ブレンクランクピン配列の4気筒エンジンにおいて、クランク軸の回転部分質量を0としたものである。この実施例では、クランク軸に対し、前記実施例の数式（4）（5）に代えて、以下の数式（9）（10）のモーメントをそれぞれ等速等方向および等速逆方向に発生させる。

【0039】

【数9】

エンジン5が設置される。このエンジン5のクランク軸6は車軸方向に配設され、エンジン5の各気筒がクランク軸6に沿って配設されている。このクランク軸6の回転運動がチェーン7を介して後輪8に伝達される。

【0047】本発明が適用されるこの4気筒エンジン5は前述の2ブレンクランクピン配列であり、2本のバランス軸を有するバランス装置が設けられる。

【0048】図5は本発明の実施例に係るバランス装置（図6の右側の装置）の基本構成図である。図5（A）

(5)

特開平9-250597

7

は車両側方からの視図(断面)であり、図5(B)は車両前方から即ち図6の方向からの視図(断面)である。このバランス装置10は、クランク軸と等速等方向の第1バランス軸11とクランク軸と等速逆方向の第2バランス軸12とにより構成される。各バランス軸11、12にはバランスウェイト13が装着される。第1バランス軸11は、エンジンのクランク軸と直結でもよいし、又はギヤ、チェーン等の適当な伝達機構を介してクランク軸に対し等速等方向になるように連結してもよい。この第1バランス軸11に第1ギヤ14を固定し、この第1ギヤ14と同径同歯数の第2ギヤを第2バランス軸12に固定し、これらの第1第2ギヤ14、15を噛み合わせる。これにより第2バランス軸12はクランク軸に対し等速逆方向に回転する。

【0049】このようなバランス装置10は、図6に示すように、車体の左右両側に取付けられる。図6左側の装置の軸配置に関しては、図6の右側装置の車両中心線に対する左右対称配置である。また、バランスウェイト13の位相に関しては、バランス軸11、12の各々に対して180°の逆位相の位置である。即ちこの実施例の場合、左右一対の等速等方向、同じく一対の等速逆方向の合計4本のバランス軸により構成されている。本願発明の「2本のバランス軸」とはこのような構成も含む。なお、上記実施例では、ギヤ14、15を用いて第1バランス軸11を介して上記第2バランス軸12をクランク軸に対し等速逆方向に回転させる構成としたが、このような構成に代えて、クランク軸から適当な伝達機構を介して等速逆方向の回転を得るように構成してもよい。この実施例の場合従来の自動二輪車のエンジン周囲のレイアウト(エンジン搭載位置、気化器等の配置等)を変更することなく、且つクランク軸部分の車幅方向への突出量も少なく抑えることができ、バンク角を減少することのないバランス装置の配置となっている。

【0050】

【発明の効果】以上説明したように、本発明では、2プレーンクランクピン配列の直列4気筒エンジンにおいて、クランク軸に対し等速等方向と等速逆方向の2本のバランス軸を用い、クランク軸の回転部分質量を往復部分質量の2分の1未満として、x、y、2方向の起振モーメントが0になるように構成しているため、クランク室空間をさほど大きくすることなく、エンジン振動を抑制し、1次および2次の慣性力および慣性偶力と、1次慣性力によるクランク軸廻りのローリング起振モーメントの全てが0となって、快適な運転感覚のエンジンを実現することができるこの場合、実際にエンジンを生産するに際し、従来の生産設備に対し、ピン配置やオイル通

8

路等必要最小限の変更を行えば既設の生産ラインを使用可能である。また、2本のバランス軸は偶力バランスであるため、クランクに平行であれば設置位置の制限はない。したがって、クランク軸端部の外側や側部の空間部の適当な位置に設けることができ、また等速等方向のバランス軸を等速逆方向のバランス軸の反転装置として兼用することができ、設計の自由度が大きいエンジンが得られる。また、等速等方向のバランス軸と等速逆方向のバランス軸の反転装置を背面ジェネレータの駆動軸として兼用することもできる。クランク軸の回転部分質量を0にした場合(請求項2の場合)には、クランク軸は従来の1プレーンクランクと同サイズで従来の生産設備、クランクケース等を共通使用できるものが多い。

【0051】またクランク軸の回転部分質量をより大きく2分の1未満とすることにより、振動バランスに必要な偶力(モーメント)の一部をクランクのウェブの大きさや位相で実現し、不足分を等速等方向のバランス軸でまかなうことができる。したがって、等速等方向バランス軸の大きさを回転部分質量を0位下にする場合に比べ小さくすることができ、占有空間を小さくして消費エネルギーも少なくできる。即ち、クランク室にスペースの余裕がある場合には、振動を打消すのに必要なモーメントのうち、クランク自体の分担割合を大きく、バランス軸の分担割合を小さくすることによりバランス装置を小型化することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明のバランス装置の各方向のモーメント計算のための説明図である。

【図2】 本発明のクランクピン配列の説明図である。

【図3】 本発明のバランス装置の基本構成図である。

【図4】 本発明が適用される自動二輪車の側面図である。

【図5】 本発明のバランス装置の基本構成図である。

【図6】 本発明のバランス装置を備えた自動二輪車の正面図である。

【符号の説明】

6: クランク軸
10: バランス装置
11: 第1バランス軸
12: 第2バランス軸
20: クランク
21: コンロッド
22: ピストン
23: クランクピン
24: ピストンピン

BEST AVAILABLE COPY

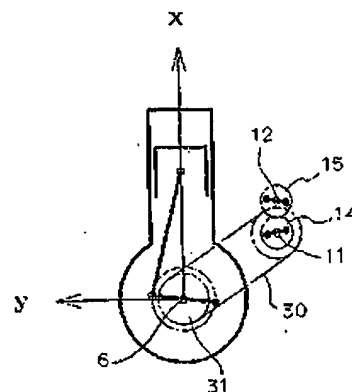
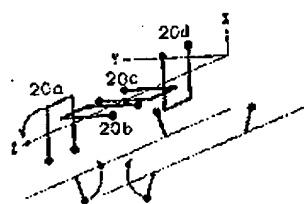
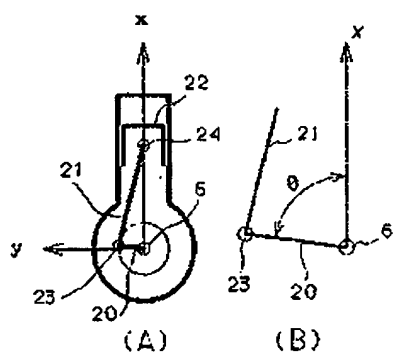
(6)

特開平9-250597

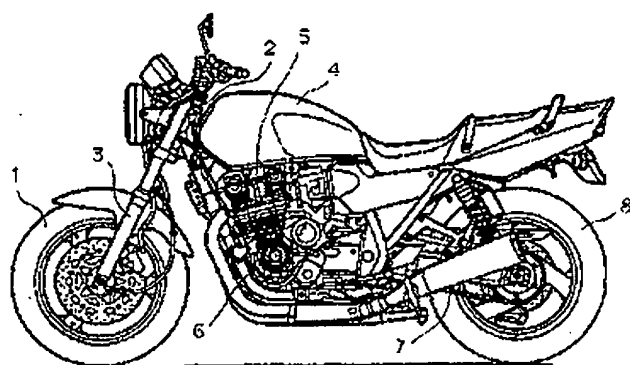
【図1】

【図2】

【図3】



【図4】



【図5】

【図6】

